

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-39352

(P2002-39352A)

(43) 公開日 平成14年2月6日 (2002.2.6)

(51) IntCl. ⁷	識別記号	FI	テ-マ-ト [*] (参考)
F 1 6 H 61/02		F 1 6 H 61/02	3 J 5 5 2
9/00		9/00	E
// F 1 6 H 59:14		59:14	
59:46		59:46	
63:06		63:06	
審査請求 未請求 請求項の数 2 OL (全 10 頁)			

(21) 出願番号 特願2000-222453 (P2000-222453)

(22) 出願日 平成12年7月24日 (2000.7.24)

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 宮崎 哲史

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(72) 発明者 小山 英夫

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(74) 代理人 100092897

弁理士 大西 正悟

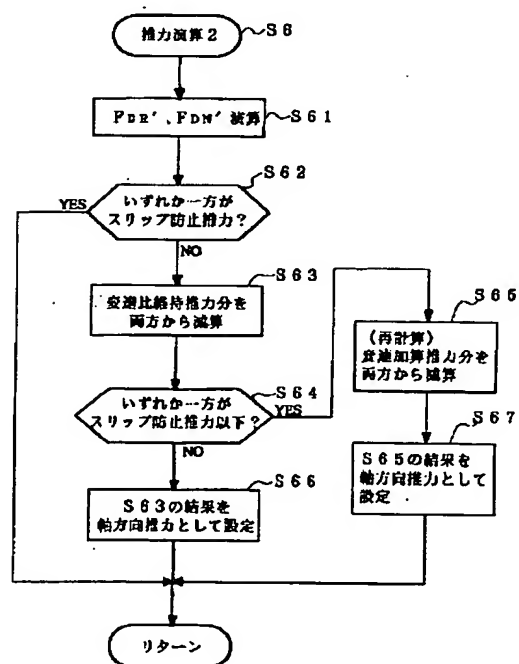
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ベルト式無段変速機の変速制御装置

(57) 【要約】

【課題】 ベルト式無段変速機の変速制御用プーリ軸方向推力を最適で且つできる限り小さな値に設定可能とする。

【解決手段】 大径化側プーリがドライブおよびドリブンプーリのいずれであるかを判断する大径化側プーリ判断手段と、ベルトスリップ無しに動力伝達を行うための推力を算出するスリップ防止推力算出手段と、定常状態で現在の変速比を維持するためにいずれかのプーリのスリップ防止推力に加算される推力を算出する変速比維持推力算出手段と、目標変速比への変速を行わせるために大径化側プーリに加算される推力を算出する加算推力算出手段と、スリップ防止推力、変速比維持推力および変速加算推力に基づいて目標変速比への変速を行うための基本変速制御推力を算出する基本変速制御推力算出手段と、一方の推力がスリップ防止推力に等しく、他方の推力がスリップ防止推力以上となるように、基本変速制御推力を減算する補正を行う変速制御推力補正手段とを有する。



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項1】 プーリ幅可変のドライブプーリと、プーリ幅可変のドリブンプーリと、前記ドライブおよびドリブンプーリ間に巻き掛けられたVベルトと、前記ドライブプーリに軸方向推力を付与するドライブ側アクチュエータと、前記ドリブンプーリに軸方向推力を付与するドリブン側アクチュエータとを備えて構成されるベルト式無段変速機において、前記ドライブ側アクチュエータにより付与されるドライブ側軸方向推力および前記ドリブン側アクチュエータにより付与されるドリブン側軸方向

10 推力を制御して前記ドライブおよびドリブンプーリのプーリ幅を変更し、目標変速比への変速制御を行う変速制御装置であって、
変速制御を行うときに前記Vベルトの巻き掛け径が大きくなるようにプーリ幅が可変調整される大径化側プーリが前記ドライブおよびドリブンプーリのいずれであるかを判断する大径化側プーリ判断手段と、

前記ドライブおよびドリブンプーリにおいてベルトスリップ無しに前記Vベルトを介して動力伝達を行うために必要なスリップ防止推力を算出するスリップ防止推力算

20 出手段と、
前記目標変速比への変速を行わせるために前記大径化側プーリに加算される変速加算推力を算出する加算推力算出手段とを有し、

変速時において、小径化側プーリの軸方向推力を前記スリップ防止推力とし、大径化側プーリの軸方向推力を、前記スリップ防止推力に定常状態におけるドライブプーリ推力とドリブンプーリ推力の比を乗算して得られた値に前記変速加算推力を加算して得られる推力とすることを特徴とするベルト式無段変速機の変速制御装置。

【請求項2】 プーリ幅可変のドライブプーリと、プーリ幅可変のドリブンプーリと、前記ドライブおよびドリブンプーリ間に巻き掛けられたVベルトと、前記ドライブプーリに軸方向推力を付与するドライブ側アクチュエータと、前記ドリブンプーリに軸方向推力を付与するドリブン側アクチュエータとを備えて構成されるベルト式無段変速機において、前記ドライブ側アクチュエータにより付与されるドライブ側軸方向推力および前記ドリブン側アクチュエータにより付与されるドリブン側軸方向

40 推力を制御して前記ドライブおよびドリブンプーリのプーリ幅を変更し、目標変速比への変速制御を行う変速制御装置であって、
変速制御を行うときに前記Vベルトの巻き掛け径が大きくなるようにプーリ幅が可変調整される大径化側プーリが前記ドライブおよびドリブンプーリのいずれであるかを判断する大径化側プーリ判断手段と、

前記ドライブおよびドリブンプーリにおいてベルトスリップ無しに前記Vベルトを介して動力伝達を行うために必要なスリップ防止推力を算出するスリップ防止推力算出手段と、

前記目標変速比への変速を行わせるために前記大径化側プーリに加算される変速加算推力を算出する加算推力算出手段とを有し、

変速時において、大径化側プーリの軸方向推力を前記スリップ防止推力とし、小径化側プーリの軸方向推力を、前記スリップ防止推力から前記変速加算推力を減算した推力に、定常状態におけるドライブプーリ推力とドリブンプーリ推力の比を乗算して得られた推力とすることを特徴とするベルト式無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、それぞれプーリ幅可変のドライブおよびドリブンプーリ間にVベルトを巻き掛けて構成されるベルト式無段変速機に関し、さらに詳しくは、これらドライブおよびドリブンプーリに加える軸方向推力を制御してこのベルト式無段変速機の変速制御を行う変速制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】このような構成のベルト式無段変速機およびその変速制御装置は従来から種々提案されており、実用に供されている。ベルト式無段変速機においては、ドライブプーリのプーリ幅制御（軸方向推力制御）を行うドライブ側アクチュエータと、ドリブンプーリのプーリ幅制御（軸方向推力制御）を行うドリブン側アクチュエータとを有し、これら両アクチュエータによりドライブおよびドリブンプーリに加える軸方向推力を制御してプーリ幅制御を行い、変速制御を行うように構成される。

【0003】このようなアクチュエータによる軸方向推力制御を走行状態に応じて適切に制御し、自動的な変速制御を行わせるための変速制御装置を有したベルト式自動変速機が従来から種々提案されている。一例を挙げれば、特開平9-72397号に開示のベルト式自動変速機があり、ここではいずれか一方のプーリの軸方向推力を目標推力に設定し、他方を目標推力とプーリ推力比の積または比に対応した値とエンジン回転数偏差に対応した値との和により得られる推力に設定して変速制御を行うことが開示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】このようにベルト式無段変速機の変速制御を行う装置および方法が従来から主種提案されてはいるが、従来ではシフトアップ変速およびシフトダウン変速での制御フィードバックゲインが同一であったり、フィードバックゲインを算出するパラメータが不適切であったりして、変速応答性、収束性があり適切でなくなることがあるという問題があった。また、ドライブおよびドリブンプーリの推力は、ベルトスリップを発生させずに所定の変速制御が可能な範囲において、できる限り小さな値として効率の良い制御が要望

【0005】本発明はこのような問題に鑑み、ベルト式無段変速機の変速制御のために必要とされるプーリ軸方向推力を最適で且つできる限り小さな値に設定可能な構成の変速制御装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】このような目的達成のため、本発明は、ドライブ側およびドリブン側アクチュエータ（例えば、実施形態におけるドライブ側およびドリブン側シリンダ室6、9）により付与される軸方向推力を制御してドライブおよびドリブンプーリのプーリ幅を変更し、目標変速比への変速制御を行う変速制御装置において、変速制御を行うときにVベルトの巻き掛け径が大きくなるようにプーリ幅が可変調整される大径化側プーリがドライブおよびドリブンプーリのいずれであるかを判断する大径化側プーリ判断手段（例えば、実施形態におけるステップS51）と、ドライブおよびドリブンプーリにおいてベルトスリップ無しにVベルトを介して動力伝達を行うために必要なスリップ防止推力を算出するスリップ防止推力算出手段（例えば、実施形態におけるステップS1）と、目標変速比への変速を行わせるために大径化側プーリに加算される変速加算推力を算出する加算推力算出手段（例えば、実施形態におけるステップS5）とを有し、変速時において、小径化側プーリの軸方向推力をスリップ防止推力とし、大径化側プーリの軸方向推力を、スリップ防止推力に定常状態におけるドライブプーリ推力とドリブンプーリ推力の比を乗算して得られた値に変速加算推力を加算して得られる推力とするように構成される。

【0007】また、もう一つの本発明は、ドライブ側およびドリブン側アクチュエータ（例えば、実施形態におけるドライブ側およびドリブン側シリンダ室6、9）により付与される軸方向推力を制御してドライブおよびドリブンプーリのプーリ幅を変更し、目標変速比への変速制御を行う変速制御装置において、変速制御を行うときにVベルトの巻き掛け径が大きくなるようにプーリ幅が可変調整される大径化側プーリがドライブおよびドリブンプーリのいずれであるかを判断する大径化側プーリ判断手段（例えば、実施形態におけるステップS51）と、ドライブおよびドリブンプーリにおいてベルトスリップ無しにVベルトを介して動力伝達を行うために必要なスリップ防止推力を算出するスリップ防止推力算出手段（例えば、実施形態におけるステップS1）と、目標変速比への変速を行わせるために大径化側プーリに加算される変速加算推力を算出する加算推力算出手段（例えば、実施形態におけるステップS5）とを有し、変速時において、大径化側プーリの軸方向推力をスリップ防止推力とし、小径化側プーリの軸方向推力を、スリップ防止推力から変速加算推力を減算した推力に、定常状態におけるドライブプーリ推力とドリブンプーリ推力の比を乗算して得られた推力とするように構成される。

【0008】以上のような構成の本発明によれば、変速制御用のドライブおよびドリブンプーリ推力として、小さい方の推力として常にスリップ防止推力が設定され、これに対して所望の変速が可能となるように大きい方の推力が設定される。これにより所定の変速制御を行うためにドライブおよびドリブンプーリに加えられる推力を発生するためのエネルギーが小さくなり、燃費向上等が図れる。

【0009】なお、より具体的な本発明の変速制御装置として、以下のような構成を採用することができる。すなわち、ドライブ側およびドリブン側アクチュエータ（例えば、実施形態におけるドライブ側およびドリブン側シリンダ室6、9）により付与される軸方向推力を制御してドライブおよびドリブンプーリのプーリ幅を変更し、目標変速比への変速制御を行う変速制御装置において、変速制御を行うときにVベルトの巻き掛け径が大きくなるようにプーリ幅が可変調整される大径化側プーリがドライブおよびドリブンプーリのいずれであるかを判断する大径化側プーリ判断手段（例えば、実施形態におけるステップS51）と、ドライブおよびドリブンプーリにおいてベルトスリップ無しにVベルトを介して動力伝達を行うために必要なスリップ防止推力を算出するスリップ防止推力算出手段（例えば、実施形態におけるステップS1）と、ベルトスリップ無しにVベルトを介して動力伝達を行いながら定常状態のまま現在の変速比を維持するためにドライブおよびドリブンプーリのいずれか一方におけるスリップ防止推力に加算される変速比維持推力を算出する変速比維持推力算出手段（例えば、実施形態におけるステップS2）と、目標変速比への変速を行わせるために大径化側プーリに加算される変速加算推力を算出する加算推力算出手段（例えば、実施形態におけるステップS5）と、スリップ防止推力、変速比維持推力および変速加算推力に基づいて目標変速比への変速を行うためにドライブおよびドリブンプーリに加えられる基本変速制御推力を算出する基本変速制御推力算出手段（例えば、実施形態におけるステップS61）と、ドライブおよびドリブンプーリの一方に加えられる推力がスリップ防止推力に等しくなり、他方に加えられる推力がスリップ防止推力以上となるように、基本変速制御推力を減算する補正を行う変速制御推力補正手段（例えば、実施形態におけるステップS63、ステップS65）とを有して変速制御装置が構成される。

【0010】このような構成の変速制御装置においては、スリップ防止推力と変速比維持推力と変速加算推力とに基づいて基本変速制御推力が算出され、この基本変速制御推力を用いて変速制御を行えば、ベルトスリップを発生させることなく目標変速比への適切な変速制御が可能となる。但し、このように算出された基本変速制御推力は、ドライブ側およびドリブン側プーリにおいてともにスリップ防止推力以上となるような設定となる可能

性がある。このような場合には、いずれか一方がスリップ防止推力となるまで両推力を減算しても上記と同等の変速制御が可能であり、且つ、推力レベルを全体的に低下させることができるので、本発明では変速制御推力補正手段によりこのような減算補正を行うようにしており、これにより所定の変速制御を行うためにドライブおよびドリブンプーリに加えられる推力を発生するためのエネルギーが小さくなり、燃費向上等が図れる。

【0011】なお、基本変速制御推力はスリップ防止推力と変速比維持推力と変速加算推力とに基づいて算出されるものであるため、ドライブおよびドリブンプーリにおける基本変速制御推力から変速比維持推力に相当する推力を減算する補正を行うように構成したり、基本変速制御推力から変速加算推力に相当する推力を減算する補正を行うように構成したりするのが好ましい。

【0012】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照して本発明の好ましい実施形態について説明する。図1に本発明に係るベルト式無段変速機1の全体構成を示している。ベルト式無段変速機(CVT)1は、エンジンENGの出力軸とダンパ機構CPを介して繋がる変速機入力軸2と、これに平行に配設された変速機カウンタ軸3と、これら両軸2、3の間に配設された金属Vベルト機構4と、入力軸2の上に配設された遊星歯車式前後進切換機構20と、変速機カウンタ軸3の上に配設された発進クラッチ26とから構成される。

【0013】このベルト式無段変速機1には、油圧ポンプ30、クラッチ制御バルブ40、変速制御バルブ50等が設けられ、油圧ポンプ30からの作動油が油路30a~30eを通り、クラッチ制御バルブ40により制御されて発進クラッチ6に供給されて発進クラッチ6の作動が制御され、且つ、変速制御バルブ50により制御されて金属Vベルト機構4に送られて変速制御がなされる。

【0014】金属Vベルト機構4は、変速機入力軸2上に回転自在に配設されたドライブプーリ5と、変速機カウンタ軸3上にこれと一体回転するように配設されたドリブンプーリ8と、両プーリ5、8間に掛けられた金属Vベルト7から構成されている。

【0015】ドライブプーリ5は、変速機入力軸2の上に回転自在に配設された固定プーリ半体5Aと、この固定プーリ半体5Aに対して軸方向に相対移動可能な可動プーリ半体5Bとから構成される。可動プーリ半体5Bの側方にはドライブ側シリンダ室6が形成され、変速制御バルブ50から油路30dを介して供給される油圧により、可動プーリ半体5Bを軸方向に移動させる軸方向推力(ドライブプーリ軸方向推力)が発生する。

【0016】ドリブンプーリ8は、変速機カウンタ軸3の上に結合して配設された固定プーリ半体8Aと、この固定プーリ半体8Aに対して軸方向に相対移動可能な可動

プーリ半体8Bとから構成される。可動プーリ半体8Bの側方にはドリブン側シリンダ室9が形成され、変速制御バルブ50から油路30eを介して供給される油圧により、可動プーリ半体8Bを軸方向に移動させる軸方向推力(ドリブンプーリ軸方向推力)が発生する。

【0017】このようにドライブ側シリンダ室6およびドリブン側シリンダ室9へ供給される油圧(プーリ側圧制御油圧)を制御することにより、金属Vベルト7にスリップが発生しないプーリ軸推力(スリップ防止軸推力と称する)が設定できるとともに、ドライブプーリ5およびドリブンプーリ8のプーリ幅を可変設定することができ、金属Vベルト7の両プーリ5、8に対する巻き掛け半径を連続的に変化させて変速比を無段階に(連続的に)制御させることができる。

【0018】遊星歯車式前後進切換機構20は、ダブルピニオン式の遊星歯車機構を備え、変速機入力軸2に結合されたサンギヤ21と、固定プーリ半体5Aに結合されたキャリア22と、後進用ブレーキ25により固定保持可能なリングギヤ23と、サンギヤ21とリングギヤ23とを連結可能な前進用クラッチ24とを有して構成される。前進用クラッチ24が係合されると、サンギヤ21、キャリア22およびリングギヤ23が変速機入力軸2と一体的に回転し、駆動プーリ5は変速機入力軸2と同一方向(前進方向)に駆動される。一方、後進用ブレーキ25が係合されるとリングギヤ23が固定保持され、キャリア22がサンギヤ21と逆方向(後進方向)に駆動される。

【0019】発進クラッチ26は、変速機カウンタ軸3と変速機出力側部材(ギヤ27a等)との間の動力伝達を制御し、発進クラッチ26の係合を制御してこの動力伝達を制御できる。この動力は、ギヤ27a、27b、28a、28bを介してディファレンシャル機構29に伝達され、ここから図示しない左右の車輪に分割して伝達される。また、発進クラッチ26が解放されると、動力伝達ができなくなり、中立状態となる。

【0020】前述のように、ドライブ側およびドリブン側シリンダ室6、9への油圧供給を変速制御バルブ50により制御して変速制御がなされ、発進クラッチ26への油圧供給をクラッチ制御バルブ40により制御して発進制御がなされるのであるが、これら制御バルブ40、50の作動制御は、制御ユニット60からの変速制御信号により行われる。

【0021】本発明は変速制御に係るものであり、制御ユニット60による変速制御バルブ60の作動制御、すなわち変速制御について以下に詳しく説明する。変速制御バルブ50は、ドライブ側シリンダ室6およびドリブン側シリンダ室9に供給する油圧を制御する二個のソレノイドバルブを有して構成され、これらソレノイドバルブが変速制御ユニット60から供給される変速制御信号により作動されて変速制御が行われる。この結果、変速

制御信号に基づいて両シリンダ室6、9内の油圧が設定され、ドライブおよびドリブンプーリ5、8に作用するドライブおよびドリブンプーリ軸方向推力が設定される。この変速制御のため、変速制御ユニット60には、エンジン回転信号Ne、エンジンスロットル開度信号TH、車速信号V、ドライブプーリ回転信号NDR、ドリブンプーリ回転信号NDNが検出されて入力されている。

【0022】この変速制御信号は変速のために必要なドライブおよびドリブン軸方向推力FDR、FDNに基づいて設定される。この軸方向推力は、Vベルト7をドライブ及びドリブンプーリ5、8に対してスリップさせずに動力伝達を行わせるに必要なスリップ防止推力F1DR、F1DNと、現在の変速比Rpを維持するために必要な変速比維持推力F2DR、F2DNと、現在の変速比Rpを目標変速比Rmまで最適な速度で変速させるために必要な変速加算推力Faとに基づいて算出設定される。

【0023】この軸方向推力算出およびこれに基づく変速制御信号の設定フローを図2に示しており、このフローチャートに基づいて説明する。このフローに示すように、まずステップS1においてスリップ防止推力F1DR、F1DNを算出し、ステップS2において変速比維持推力F2DR、F2DNを算出する。そして、ステップS3において変速要求が有るか否かを判断し、変速要求がなく定常状態であるときにはステップS4に進み、上記スリップ防止推力F1DR、F1DNおよび変速比維持推力F2DR、F2DNから推力演算1を行って現在の定常走行を維持するために必要な軸方向推力FDR、FDNを算出する。

【0024】一方、変速要求が有る場合には、ステップS5に進み、この変速要求に対応する変速を行わせるために必要な変速加算推力Faを算出する。そして、ステップS6において、上記スリップ防止推力F1DR、F1DN、変速比維持推力F2DR、F2DNおよび変速加算推力Faから推力演算2を行って、上記変速要求に基づく変速を行わせるために必要な軸方向推力FDR、FDNを算出する。

【0025】上記のようにして推力演算1（ステップS4）もしくは推力演算2（ステップS6）において軸方向推力FDR、FDNを算出すると、ステップS7に進み、これら軸方向推力FDR、FDNを得るために必要なドライブ側およびドリブン側シリンダ室6、9の供給油圧が得られるように、変速制御バルブ50に出力すべき変速制御信号を算出する。そして、この変速制御信号を用いて変速制御バルブ50の作動を制御すれば、所望の変速制御が行われる。

【0026】ここで、まず、上記ステップS1におけるスリップ防止推力算出について説明する。この算出フローの詳細を図3に示しており、まず、エンジン回転数Ne、エンジンスロットル開度TH、ドライブプーリ回転数NDR、ドリブンプーリ回転数NDN、変速比Rpを検出し

て読み込む（ステップS11）。次にこれら検出値に基づいてエンジンから変速機入力軸2に入力される入力トルクTinを算出する（ステップS12）。そして、現在の変速比Rpに基づいてドライブプーリ5およびドリブンプーリ8の伝達トルクを算出し、このドライブトルクをスリップ無しに伝達するために両プーリ5、8に必要とされるスリップ防止推力F1DR、F1DNを算出する（ステップS13）。

【0027】次に、上記ステップS2における変速比維持推力の算出について説明する。この変速比維持推力は、上記のように両プーリ5、8にスリップ防止推力F1DR、F1DNを作用させてスリップ無しに動力伝達が可能な状態で、定常状態で現在の変速比Rpを維持するためにいずれか一方のプーリに加算すべき推力であり、図4に示す算出フローに従って算出される。ここで、例えば、ドライブプーリのスリップ防止推力F1DRは、実際の伝達トルクTaに対して、所定の余裕トルクT1を加えた伝達トルク容量Tt（ $Tt = Ta + T1$ ）となるように設定されており、実際の伝達トルクTaに対する伝達トルク容量Ttの比、すなわち安全率SF（ $= Tt / Ta$ ）の逆数（ $1 / SF$ ）と、変速比Rpに対して、バランス推力比TR（特許性球の範囲に規定する、定常状態におけるドライブプーリ推力とドリブンプーリ推力の比に対応する）が図5のように予め計算されて設定されている。

【0028】なお、図5においてT=0の線が伝達トルクが零のときを示し、これより上側が正トルク側、すなわち、エンジン側から駆動トルクが伝達される場合を示し、T=0の線より下側が負のトルク側、すなわち、出力側からエンジン側に駆動トルクが伝達されてエンジンブレーキ作用状態となる場合を示し、各線の数字は、安全率SFの逆数（ $1 / SF$ ）を示す。

【0029】バランス推力比TRは、所定の変速比を定常状態で保持するために必要とされるドライブプーリの軸方向推力とドリブンプーリの軸方向推力の比である。図5において、現在の変速比と、そのときのドライブプーリ5における安全率の逆数（ $1 / SF$ ）の線とに対応するバランス推力比TRを求めれば、このバランス推力比TRが現在の伝達トルク状態で現在の変速比Rpを保持するために必要なドライブプーリの軸方向推力とドリブンプーリの軸方向推力の比である。

【0030】図4に示す算出フローにおけるステップS21では、上記のようにしてバランス推力比TRを算出し、次に、ステップS22において、このような推力比TRとするために必要な維持推力を算出する。この算出は、ステップS1において算出したスリップ防止推力F1DR、F1DNを確保した上で、いずれか一方の推力を増加させて上記バランス推力TRを得るに必要な増加推力として算出される。すなわち、図6（A）もしくは（B）に示すように、ドライブ側のスリップ防止推力F

1DRに変速比維持推力F2DRを加えたり(図6(B))、ドリブン側のスリップ防止推力F1DNに変速比維持推力F2DNを加えたり(図6(A))して、上記のように算出されたバランス推力比TRが得られるようにするための変速比維持推力をステップS22において算出する。

【0031】この結果、スリップ防止推力F1DR、F1DNに、変速比維持推力F2DNもしくはF2DRを加えて、図6(A)もしくは(B)のようなバランス推力比が得られるようにドライブ側およびドリブン側推力が求めら

れる。これら推力をドライブ側およびドリブン側プーリに付与すれば、定常状態で現在の変速比を維持したまま

【0032】次にステップS5における変速加算推力算出について説明する。この算出フローの詳細を図7に示しており、まず、要求される変速の種類(すなわち、アップシフトか、ダウンシフトか)および変速によりベルト巻き掛け径が大きくなるようにプーリ幅が可変調整される大径化側プーリを判断する(ステップS51)。変速要求は、例えば、運転者のアクセルペダルの踏み込み量、すなわちアクセル開度に対応して設定される目標エンジン回転数に基づいて判断される。アクセルペダルが踏み込まれるとこれに対応する目標エンジン回転数が増加し、実際のエンジン回転数を目標エンジン回転数に一致させるように変速制御が行われる。このときの変速制

御がアップシフトか、ダウンシフトかをステップS51において判断し、このとき同時に、このような変速制御において、ベルト巻き掛け径が大きくなる大径化側プーリがドライブプーリおよびドリブンプーリのどちらであるかを判断する。

【0033】次に、ドライブプーリ回転数NDR、ドリブンプーリ回転数NDN、変速比Rpから金属Vベルト7の移動速度、すなわち、ベルト周速Vvを演算する(ステップS52)。そして、図8に示すように予め設定されたグラフから、現在の周速Vvに対する第1ゲインG1

を求める(ステップS53)。この第1ゲインG1は周速に反比例する関係のゲインであり、変速の種類(アップシフトもしくはダウンシフト)に応じて設定されている。

【0034】なお、周速Vvはドライブプーリ回転数NDRと、変速比Rpとの関係で一義的に求めるため、例えば、図10に示すように、ドライブプーリ回転数NDRと変速比Rpとに対する第1ゲインG1の関係を予め設定しておき、この関係から第1ゲインを求めても良い。このようにすれば、ステップS51の周速演算が不要で

あり、制御が簡単となるという利点がある。上記のように第1ゲインG1は変速の種類に応じて設定されるものであり、図10はアップシフトの場合を示している。図10における変速比Rpに対応する線は変速比毎に設定されるものであるが、図10においては、最小変速比(TOP)、中間変速比(MID)および最大変速比(LOW)を例示的に示している。

【0035】次に、変速要求に応じて現在の変速比から目標変速比まで変速されたときにでの大径化側プーリにおけるベルト巻き掛け径の差Dd、すなわち、大径化プーリにおいて現在の変速比での巻き掛け径が目標変速比ではどれだけ大きくなるかという径の差を演算する(ステップS54)。これは図9に示すように予め設定されたグラフから、ステップS54において求められた径の差Ddに対する第2ゲインG2を求めて行われる(ステップS55)。第2ゲインG2は径の差Ddに比例する関係のゲインであり、変速の種類(アップシフトもしくはダウンシフト)に応じて設定されている。

【0036】なお、径の差Ddは、現在のエンジン回転数でのドライブプーリ回転数と目標エンジン回転数でのドライブプーリ回転数との差NDRERRと、変速比Rpとの関係で一義的に求めるため、例えば、図11に示すように、目標エンジン回転数までのドライブプーリ回転数の差NDRERRと変速比Rpとに対する第2ゲインG2の関係を予め設定しておき、この関係から第2ゲインを求めても良い。このようにすれば、ステップS54の径の差Ddの演算が不要であり、制御が簡単となる。上記のように第2ゲインG2は変速の種類に応じて設定されるものであり、図11はアップシフトの場合を示している。図11における変速比Rpに対応する線は変速比毎に設定されが、図11においては、最小変速比(TOP)、中間変速比(MID)および最大変速比(LOW)を例示的に示している。

【0037】以上のようにして第1ゲインG1および第2ゲインG2が求まると、ステップS56において変速加算推力Faが演算される。この変速加算推力Faは、基本推力値Fbに、上記第1ゲインG1および第2ゲインG2を乗算して求められる。なお、基本推力値Fbは、実験的に予め求められている値であり、例えば、20kgwである。

【0038】次に、図2のステップ6における推力演算2について、図12を参照して説明する。この演算では、ステップS61において、ドライブ側およびドリブン側におけるスリップ防止推力F1DR、F1DNに、変速比維持推力F2DRもしくはF2DNを加え、さらに、大径化側プーリに変速加算推力Faを加えて、ドライブプーリ基本変速制御推力FDR'およびドリブンプーリ基本変速制御推力FDN'を算出する。

【0039】このような算出によれば、いずれか一方の基本変速制御推力FDR'もしくはFDN'がスリップ防止

推力F1DRもしくはF1DNであるような場合、例えば図13(A)に示すように、ドライブアーク基本変速制御推力がスリップ防止推力F1DRであるような場合と、図13(B)に示すように、両アーク基本変速制御推力がともにスリップ防止推力より大きくなる場合とがある。いずれの場合にも、このままの基本変速制御推力FDR'およびFDN'をドライブおよびドリブンアークに与える制御を行えば、所望の変速制御が可能である。

【0040】しかしながら、図13(B)の場合には両アークの基本変速制御推力がともにスリップ防止推力より大きく、それだけ無駄な推力を用いることになる。すなわち、図13(B)の場合には、両アークの推力の差さえ十分にあれば、両アークのいずれか一方がスリップ防止推力となるまで両アークの推力を同等に下げても、ベルトスリップ無しに所望の変速制御が可能であり、このようにすれば、無駄な推力を設定することなく効率の良い変速制御が可能である。

【0041】このため、本制御では、ステップS62において、ドライブおよびドリブンアークの基本変速制御推力FDR'およびFDN'のうちのいずれか一方がスリップ防止推力であるか否かを判断している。いずれか一方がスリップ防止推力の場合、すなわち、図13(A)のような場合には、このままドライブおよびドリブンアークの基本変速制御推力FDR'およびFDN'を軸方向推力FDRおよびFDNとして設定する。

【0042】両方がスリップ防止推力以上の場合、すなわち、図13(B)に示すような場合には、ステップS63に進み、まず変速比維持推力分の推力を両アークの推力から減算する。例えば、図13(B)の場合には、ドリブンアークに変速比維持推力F2DNがあるため、ドリブンアークの推力FDN' (=F1DN+F2DN)からこれを減算してドリブンアークの推力をスリップ防止推力F1DNまで下げる。同時に、ドライブアーク基本変速制御推力FDR'からドリブンアークの変速比維持推力F2DN分の推力を減算する。なお、このとき、ドライブアーク基本変速制御推力FDR'からドリブンアークの変速比維持推力F2DNをそのまま減算するのではなく、定常状態のドライブおよびドリブンアークの推力比(a/b)に対応して、ドライブアークにおけるドリブンアークの変速比維持推力F2DN分に対応する推力を演算し、これを減算(FDR'-F2DN×a/b)する。この減算の結果が、請求項1における「前記スリップ防止推力に定常状態におけるドライブアーク推力とドリブンアーク推力の比を乗算して得られた値に前記変速加算推力を加算して得られる推力」である。

【0043】次に、このようにして求められたドライブおよびドリブンアークの軸方向推力のいずれか一方がスリップ防止推力以下となっていないかの判断を行う(ステップS64)。上記演算により、いずれか一方(変速比維持推力が設定されている方)の軸方向推力はスリッ

プ防止推力になるのであるが、他方の推力がスリップ防止推力以下となつてはベルトスリップが発生するおそれがあるためこの判断を行う。この判断において他方の軸方向推力がスリップ防止推力以上であるときには、ステップS66に進み、このまま演算結果を軸方向推力FDRおよびFDNとして設定する。

【0044】この判断において、他方の軸方向推力がスリップ防止推力未満となると判断されたときには、ステップS65に進み、ステップS61において演算されたドライブおよびドリブンアークの基本変速制御推力FDR'およびFDN'から、変速加算推力Fa分の推力を減算し、その結果をステップS67で軸方向推力FDRおよびFDNとして設定する。例えば、図13(B)の場合には、ドライブアークに変速加算推力Faがあるため、ドライブアーク基本変速制御推力FDR' (=F1DR+Fa)からこれを減算してドライブアークの推力をスリップ防止推力F1DRまで下げる。同時に、ドリブンアーク基本変速制御推力FDN'から変速加算推力Fa分の推力を減算する。このときにも、定常状態のドリブンおよびドライブアークの推力比(b/a)に対応してドリブンアークにおける変速加算推力Fa分の推力を演算し、これを減算(FDN'-Fa×b/a)する。この減算の結果が、請求項2における「前記スリップ防止推力から前記変速加算推力を減算した推力に、定常状態におけるドライブアーク推力とドリブンアーク推力の比を乗算して得られた推力」である。このようにしてFDRとFDNの少なくとも一方をスリップ防止推力F1DRあるいはF1DNとし、他方をこれより大きい推力となるように演算し、車両への適切な実装を可能とする。

【0045】以上のようにしてドライブおよびドリブンアークの軸方向推力FDRおよびFDNが求まると、図2のステップS7に進み、このような軸方向推力を得るために変速制御バルブ50に要求される変速制御信号を求める。そして、変速制御ユニット60から変速制御バルブ50にこの変速制御信号が送出されて、変速制御バルブ50の作動制御が行われ、所望の変速制御がなされる。

【0046】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、スリップ防止推力と変速比維持推力と変速加算推力とに基づいて基本変速制御推力が算出され、この基本変速制御推力を用いて変速制御を行えば、ベルトスリップを発生させることなく目標変速比への適切な変速制御が可能となる。但し、このように算出された基本変速制御推力は、ドライブ側およびドリブン側アークにおいてともにスリップ防止推力以上となるような設定となる可能性がある。このような場合には、いずれか一方がスリップ防止推力となるまで両推力を減算しても上記と同等の変速制御が可能であり、且つ、推力レベルを全体的に低下させることができるので、本発明では変速制御推力補正手段によりこのような減算補正を行うようにしており、こ

れにより所定の变速制御を行うためにドライブおよびドリブンプーリに加えられる推力を発生するためのエネルギーが小さくなり、燃費向上等が図れる。

【0047】なお、基本变速制御推力はスリップ防止推力と变速比維持推力と变速加算推力とに基づいて算出されるものであるため、ドライブおよびドリブンプーリにおける基本变速制御推力から变速比維持推力に相当する推力を減算する補正を行うように構成したり、基本变速制御推力から变速加算推力に相当する推力を減算する補正を行うように構成したりするのが好ましい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る变速制御装置を有したベルト式無段变速機の構成を示す概略図である。

【図2】上記变速制御装置による变速制御信号の設定を示すフローチャートである。

【図3】図2のフローにおけるスリップ防止推力算出ステップの内容を示すフローチャートである。

【図4】図2のフローにおける变速比維持推力算出ステップの内容を示すフローチャートである。

【図5】变速比と、ドライブプーリにおける安全率の逆数と、バランス推力比との関係を示すグラフである。

【図6】ドライブおよびドリブンプーリにおけるスリップ防止推力に变速比維持推力を加算する例を示すグラフである。

【図7】図2のフローにおける变速加算推力算出ステップ

の内容を示すフローチャートである。

【図8】ベルト周速と第1ゲインとの関係を示すグラフである。

【図9】径の差と第2ゲインとの関係を示すグラフである。

【図10】ドライブプーリ回転数と、变速比と、第1ゲインとの関係を示すグラフである。

【図11】ドライブプーリにおける目標エンジン回転数までの回転変化量と、变速比と、第2ゲインとの関係を示すグラフである。

【図12】図2のフローにおける推力演算2ステップの内容を示すフローチャートである。

【図13】ドライブおよびドリブンプーリにおけるスリップ防止推力に变速比維持推力および变速加算推力を加算する例を示すグラフである。

【符号の説明】

1 ベルト式無段变速機

5 ドライブプーリ

6 ドライブ側シリンダ室（ドライブ側アクチュエータ）

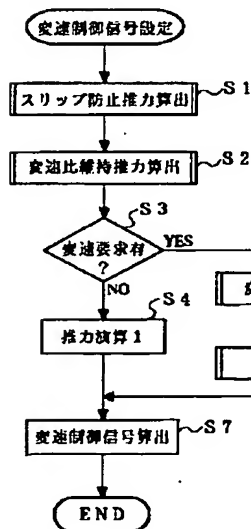
8 ドリブンプーリ

9 ドリブン側シリンダ室（ドリブン側アクチュエータ）

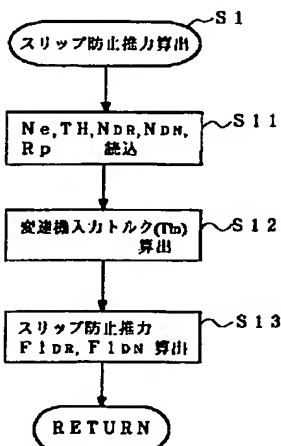
50 变速制御バルブ

60 变速制御ユニット

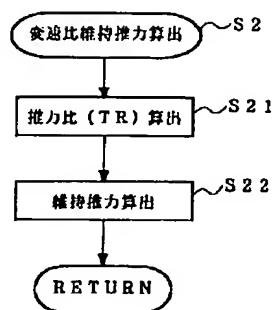
【図2】



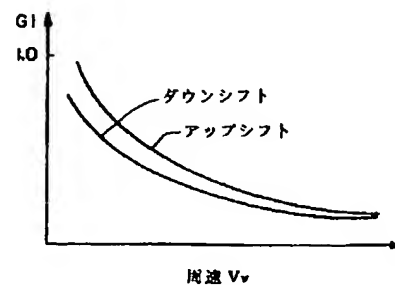
【図3】



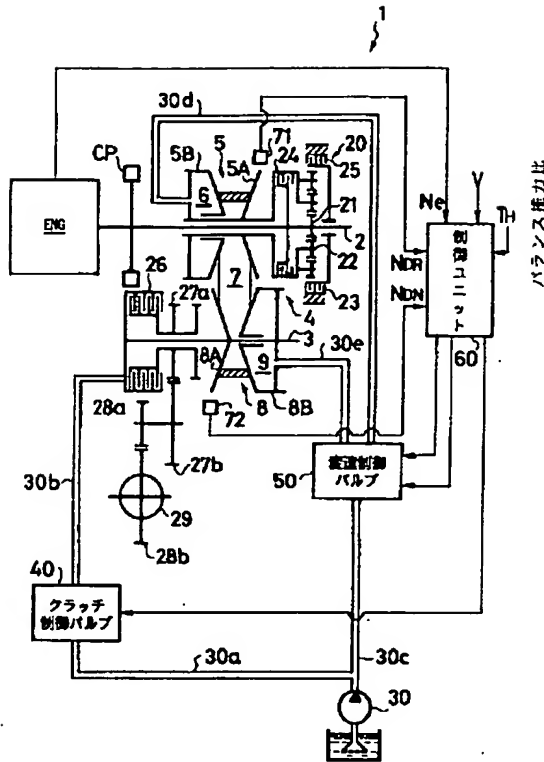
【図4】



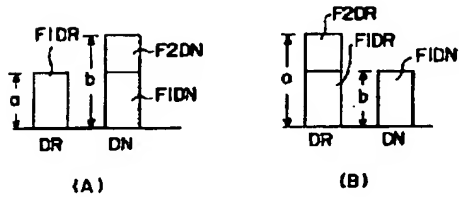
【図8】



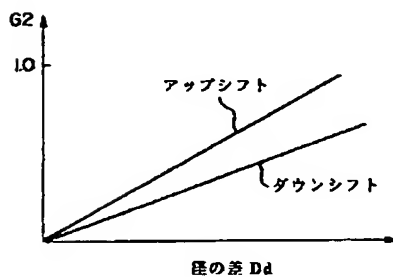
【図1】



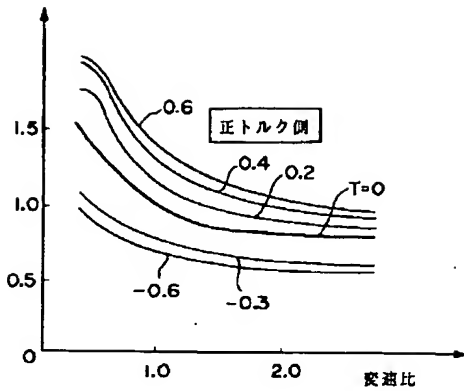
【図6】



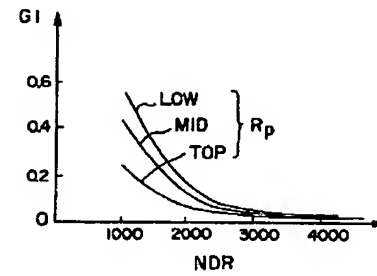
【図9】



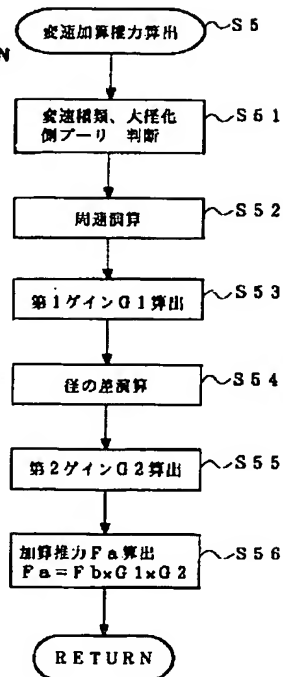
【図5】



【図10】

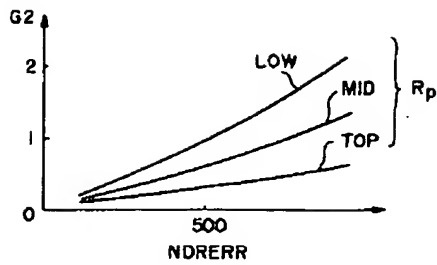


【図7】

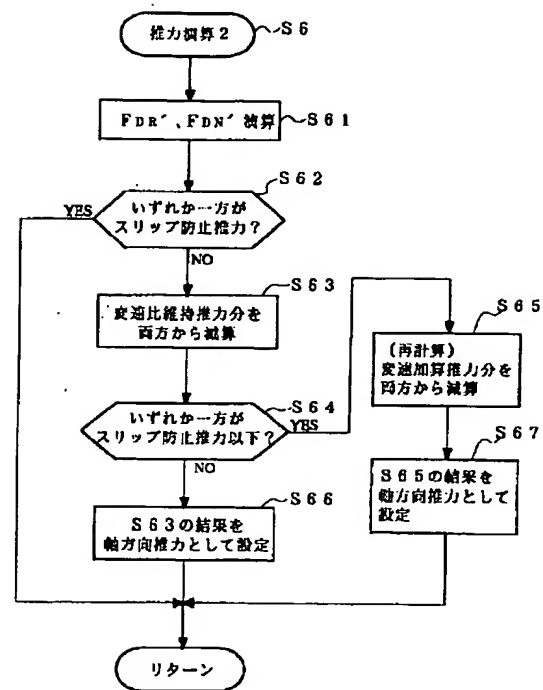


BEST AVAILABLE COPY

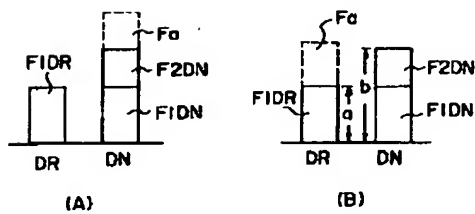
【図11】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J552 MA07 MA15 NA01 NB01 PA20
 PA59 RA02 SA36 SA53 TB02
 TB06 TB10 VA17W VA18Y
 VA32Y VA37Y VA74W VB01Z
 VC01Z VC03Z VD02Z

BEST AVAILABLE COPY